



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

선박용 디젤발전기의 저부하 운전에 관한 연구

A Study on Low Load Operation
of Marine Auxiliary Diesel Engine

 지도교수 **최재성**

2010年 8月

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

김 정 도

本 論文을 金正道の 工學碩士 學位論文으로 認准함.

委員長 趙 權 回 (印)

委 員 崔 宰 赫 (印)

委 員 崔 在 星 (印)



2 0 1 0 年 6 月 1 6 日

韓 國 海 洋 大 學 校 大 學 院

목 차

List of Tables	v
List of Figures	vi
Abstract	vii
Nomenclature	ix
1. 서 론	1
2. 저부하 운전에 관한 고찰	3
2.1 저부하 운전의 정의	3
2.2 저부하 운전에 의한 문제점	4
2.3 저부하 운전 결과에 관한 고찰	7
3. 연소해석	9
3.1 열발생율	9
3.1.1 압력 및 압력 변동을	9
3.1.2 체적 및 체적 변동을	10
3.1.3 연소가스 온도	11
3.1.4 비열비 계산	12
3.1.5 열발생율 계산	12

3.2 열손실율	15
4. 실험방법 및 결과고찰	21
4.1 실험 대상 엔진 및 실험방법	21
4.2 실험 결과 고찰	23
4.2.1 흡기, 배기, 실린더 내 압력 변화	23
4.2.2 부하별 열발생율의 변화	26
4.3 저부하 운전 성능의 개선 효과	29
4.3.1 보조공기 공급 유무에 따른 개선 효과	29
4.3.2 개방 정비 전, 후에 따른 결과 비교	31
4.4 저부하 운전 성능 개선을 위한 기관 설계	35
5. 결론	36
참 고 문 헌	37



– List of Tables –

Table 3.1 Wall temperature of combustion chamber according to load variation

Table 4.1 Specification of test engine

Table 4.2 Specification of test generator



– List of Figures –

- Fig. 2.1 Illustration of blow-back conditions at low load in 4 stroke diesel engine
- Fig. 2.2 Condition of suction and exhaust valves & enlargement of suction valves
- Fig. 2.3 Condition of cylinder cover & enlargement of suction port
- Fig. 3.1 Piston movement
- Fig. 4.1 Schematic diagram of experimental apparatus
- Fig. 4.2 Pressure variation during 1 cycle at 360kW
- Fig. 4.3 Pressure variation according to load
- Fig. 4.4 Pressure variation according to load during valve overlap
- Fig. 4.5 Typical ROHR curve
- Fig. 4.6 Variations of ROHR according to loads
- Fig. 4.7 Pressure variation according to supply of auxiliary air at 120kW
- Fig. 4.8 Pressure variation according to supply of auxiliary air at 120kW (enlargement)
- Fig. 4.9 ROHR according to supply of auxiliary air at 120kW
- Fig. 4.10 Condition of suction and exhaust valves at inspection
- Fig. 4.11 Condition of suction and exhaust ports at inspection
- Fig. 4.12 Comparison of *PV* diagram by overhaul at 120kW
- Fig. 4.13 Comparison of ROHR by overhaul at 120kW

A Study on Low Load Operation of Marine Auxiliary Diesel Engine

Jeong-Do Kim

**Department of Marine System Engineering
Graduate School of Korea Maritime University
(Supervisor : Prof. Jae-Sung Choi)**

Abstract

Before the economic crisis of 2008, the oil price that has reached a record high in every day has been reconfirmed the importance of technical development for reduction of fuel oil consumption and increasing engine efficiency. As the air pollution and the problem of greenhouse gases emission has become the main issue over the world, the reduction technology for air pollutants from engine has also received the attention.

The recent trend of marine diesel engine development for the reduction of fuel consumption is to increase the engine efficiency by using the new technology such as the electric control of fuel injection, the control of open/close timing for suction and exhaust valves, waste heat recovery and so on.

Also, exhaust gas emission control is becoming one of important technologies for NO_x control, SO_x limitation, PM(Particulate Matter) control and CO₂ emission. The realistic methods for reduction of NO_x, SO_x, PM and

CO₂ are proposed as follows; developed fuel injection equipment, water emulsion injection, SCR(Selective Catalytic Reduction), using low sulphur fuel, and etc.

Especially, the CO₂ emission quantity depends on fuel consumption. Therefore the key point for reduction of CO₂ emission quantity is to increase the engine efficiency and to reduce fuel oil consumption. Thus at present the engine maker is proposing the low load operation in marine diesel engine.

Marine auxiliary diesel engine of the ship that stays in the harbor long time and main engine of naval vessel for the guard, are to be mainly operated in low load operation. Particularly during long time of harbour stay, one diesel generator is sometimes under low load operation in case of using harbour cargo gear.

In this paper, the possible problems, when marine diesel engine for generator was operated in low load condition during long terms, were investigated such as the phenomena of reverse flow in gas passage. In order to investigate them by the experiment, the pressures were measured at suction manifold, exhaust port and cylinder simultaneously and compared respectively. Then it was discussed that the deterioration of combustion condition by the comparison of the rate of heat release. Finally the possible improvement methods were proposed for prevention of these problems.

– Nomenclature –

A	: The heat equivalent of work	kcal/(kgf·cm)
C_v	: Specific heat of constant volume	kcal/(kgf·K)
C_m	: Mean piston speed	cm/sec
F	: Area	cm ²
G	: Weight of gas	kgf
P	: Pressure in cylinder	kgf/cm ²
P_i	: Initial pressure	kgf/cm ²
Q_h	: Calorific value of actual rate of heat release	kcal
Q_t	: Calorific value of fuel	kcal
Q_w	: Calorific value of heat loss	kcal
R	: Gas constant	kgf·cm/(kgf·K)
$ROHR$: Rate of heat release	kcal/deg
T	: Temperature of gas	K
T_i	: Initial temperature	K
T_w	: Area temperature	K
U	: Internal energy	kcal
V	: Volume of cylinder	cm ³
V_c	: Clearance volume	cm ³
V_h	: Stroke volume	cm ³
W	: absolute work	kgf·cm
air	: Excess air ratio	
d	: Cylinder bore	cm
l	: Connect rod length	cm
r	: Crank arm radius	cm
α	: Coefficient of heat transfer	kcal/(cm ² ·K)
δ	: Thermal conduction rate	kcal/(cm·K)
ϵ	: Compression ratio	
θ	: Crank angle	deg

κ	:	Specific heat ratio	
λ	:	Connect rod length(l) by radius of crank(r)	
μ	:	Coefficient of absolute viscosity	kg/cm·sec
μ_{os}	:	Coefficient of absolute viscosity at standard condition	kg/cm·sec
ρ	:	Density	kg/cm ³
ν	:	Coefficient of kinematic viscosity	cm ² /sec



1. 서 론

2008년 미국발 금융위기 전 연일 최고가를 경신하는 석유 가격은 디젤엔진에서의 연료소비율 저감 및 엔진효율 증대에 대한 기술 개발의 중요성을 재차 확인 시켜 주었다. 이와 동시에 전 세계적으로 대기오염 및 온실가스문제가 대두됨에 따라 기관의 연소 시 발생하는 대기오염물질에 대한 저감 기술의 개발 역시 주목받고 있다.

최근 기관의 개발동향은 연료소비율 저감을 위해 기관에 전자제어기술을 도입하여 부하에 따라 연료분사시기 최적화, 흡·배기밸브 개폐시기 조정, 과급기 노즐 열림 면적 조정 및 폐열회수 시스템 구성 등을 통해 엔진효율 증대를 꾀하고 있다.

환경부분에서 대기오염물질 중 NO_x, SO_x, 휘발성 유기화합물의 경우 해양오염방지협약인 MARPOL 73/78의 부속서 Annex VI 형태로 제정되어 2005년 5월 19일부로 발효하였고, CO₂의 경우 1997년 12월 교토의정서 채택을 시작으로 2009년 12월 코펜하겐 기후 변화회의에서 각국의 CO₂ 배출량 감소에 합의하려 하였으나 CO₂ 배출 감소량에 대한 선진국과 개발도상국 간의 의견차로 구속력 있는 협약 도출에 실패한 상황이다.

CO₂의 발생은 화석연료의 연소 시 발생하므로 CO₂ 배출량은 연료소비량에 따라 결정되어진다고 할 수 있다.^[1] 1897년 Rudolf Diesel(1858.3.18~1913.9.29)이 디젤기관을 발명한 이후, 외연기관 대비 고효율이라는 장점으로 인해 현재까지 자동차, 선박 및 육상플랜트 발전소 등에서 주로 사용되어 지고 있다는 관점에서 CO₂ 배출량 감소의 핵심은 연료소비량의 절감과 기관 효율 증대라 할 수 있으며 현재 제조사 측에서는 CO₂ 배출량 감소를 위한 방법으로 엔진의 저부하 운전을 하나의 대안으로 제시하고 있다.

정박시간이 많은 선박의 발전기 또는 경비 및 감시를 위하여 운항되는 함정의 주기관은 저속 또는 저부하로 장시간 운전하는 경우가 많다. 엔진은 정격출력 상태에 적합하게 설정되어 있기 때문에 저부하 또는 저속 운전을 장시간 지속하는 경우에는 연소상태의 불량 등으로 많은 문제를 야기할 수 있다. 실제 부분 부하에서의 성능에 관한 연구는 많은 문헌에서 보고되고 있으나 저부하에서의 장시간 운전에 따른 성능저하에 관한 연구 보고는 발견하기 어렵다.

본 논문에서는 현재 운항 중인 선박의 발전기용 과급 디젤기관을 대상으로 부하별 흡기압력, 배기압력, 실린더 내 압력을 계측하여 1 사이클 기간 중 각각의 압력에 변화를 고찰하고 저부하 운전 중 발생하는 문제점에 대해 연구하였다.

그리고 계측한 데이터 중 실린더 내 압력데이터를 이용하여 전산프로그램을 통해 크

랭크 각도에 따른 압력변동을, 열발생율, 및 실린더 내 가스 평균온도 등을 계산하여 저부하 운전 및 개방 정비 전, 후에 따라 연소해석을 하였다. 아울러 대상 기관의 저부하 운전 중 발생하는 소기계통에 카본누적 현상의 원인 규명과 이를 개선키 위한 방법을 제안하고자 한다.



2. 저부하 운전에 관한 고찰

2.1 저부하 운전의 정의

디젤기관은 정격출력 및 그에 따른 정격회전수를 기준으로 운전 될 때 최대의 효율을 얻을 수 있도록 설계되어 있다.^[2] 일반적인 대형 상선에서 선박 추진용으로 사용되는 엔진의 경우 주로 대형 저속 2행정 사이클 과급 디젤기관이 쓰이며 발전기용 기관으로는 고속 4행정 사이클 과급 디젤기관이 사용된다.

디젤기관의 저부하 운전이란 용어는 자주 쓰이는 용어이지만 그 정의에 관해서는 규정된 것이 없으며 그 범위를 명확하게 정의하고 있는 문헌은 찾아보기 어렵다. 엔진 제조사 측은 대형 저속 2행정 사이클 과급 디젤기관에 대해 최대 연속 출력(MCR)의 40% 이하 범위에서 기관성능 저하, 불완전 연소 등이 일어난다고 설명하고 있으며,^[3] 고속 4행정 사이클 과급 디젤기관의 경우 저부하운전 시 흡기 압력이 낮음으로 인해 배기 압력이 흡기 측으로 역류하고 분사 지연이 발생한다고 보고 되어 있다.^[4]

본 논문에서는 관련 문헌을 참조하여 최대 연속 출력의 40%이하 범위에서 흡입 압력 및 연료 분사량 등이 완전 연소를 달성하기에 부족하다고 판단하고 저부하 영역을 최대 연속출력의 40% 이하라 정의하였다.



2.2 저부하 운전에 의한 문제점

저부하 운전의 문제점에 대해 선박의 추진용으로 주로 사용되는 2행정 사이클 과급 디젤기관과 발전기용으로 이용되는 4행정 사이클 과급 디젤기관으로 나누어 설명할 수 있다.

2행정 사이클 과급 디젤기관에서 저부하 운전 즉 저속운전을 할 경우 실린더 내 발생열량이 적고 냉각수에 의해 실린더 내 온도는 고부하에 비하여 더욱더 내려간다. 그리고 캠에 의해 구동되는 연료 분사 펌프의 경우 저속 회전으로 인해 플런저의 압축 속도가 낮고 연료 분사량 역시 적기 때문에 무화가 좋지 못하여 불완전 연소를 일으키기 쉽다.

저부하 운전의 상태로 장시간 운전을 지속할 경우 불완전 연소에 의해 발생한 카본이 배기밸브 및 배기 포트 측에 부착하게 되고 이로 인해 배기 작용을 저하시켜 불완전 연소를 가중시킨다. 불완전 연소로 발생한 카본은 실린더와 피스톤 링의 마찰면에도 부착되어 마모의 정도를 심하게 하고 실린더 마모로 인해 누설하는 공기량이 많아져 압축 압력 및 연소 시 온도를 저하시켜 연소상태를 더욱더 나쁘게 한다. 그리고 연료 분사 펌프는 정격출력을 기준으로 각 실린더별 출력이 균일하게 되도록 조정되어 있으므로 저부하 운전을 할 경우 실린더별 출력이 불균일하기 쉽고 점화 실패(misfire)가 발생하는 경우도 있다.

4행정 사이클 과급 디젤기관에서 장시간 저부하 운전을 시행할 경우 배기 가스가 흡기 포트에 역류하고 연료 분사량이 고부하에 비하여 적으므로 상대적으로 압축 압력과 압축 온도가 낮아 불완전 연소가 발생하기 쉽다.

Fig. 2.1은 4행정 사이클 과급 디젤기관에서 부하 변화에 따른 흡기, 배기 압력을 나타내고 있다.

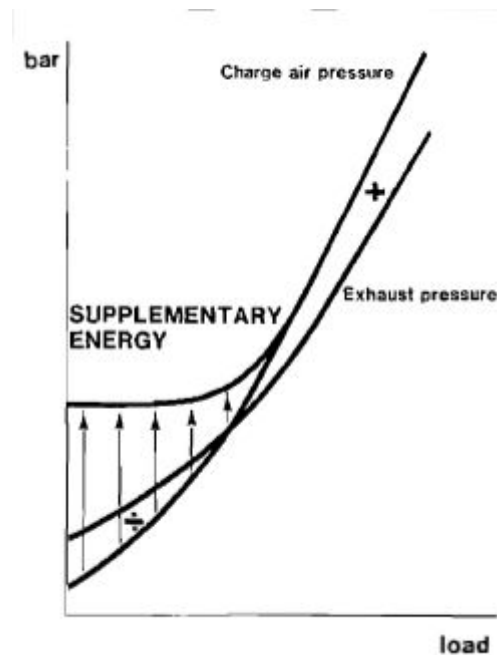


Fig. 2.1 Illustration of blow-back conditions at low load
in 4 stroke diesel engine

Fig. 2.1에서 나타나 있는 바와 같이 저부하 영역에서는 흡기 압력이 배기 압력에 비해 낮으며 밸브 오버랩 기간에서 실린더 내 가스 교환 과정 시 배기 가스가 흡기 측으로 역류가 가능함을 알 수 있다.^[5] 이러한 현상이 지속될 때 엔진의 흡기 계통은 오손되고 결과적으로 기관 성능의 악화로 이어진다. 기관 성능의 악화는 장시간 저부하 운전 시 상대적으로 연소 온도가 낮음에 따라 더욱더 가중된다.

전술한 여러 가지 문제점으로 인해 디젤기관에서는 가급적 저부하 운전을 피해야 하며 불가피하게 장시간 저부하 운전을 시행하게 될 경우 다음과 같은 사항을 주의해야 한다.

- (1) 냉각수 및 윤활유의 온도는 실린더 내 온도를 고려하여 적절한 온도를 유지
- (2) 각 실린더 별 연료 분사량을 균일하게 하고 연료 분사 펌프를 적절히 조정하여 실린더 별 출력을 균일하게 유지
- (3) 연료 분사 계통의 누유 주의
- (4) 연료 분사 밸브, 흡기 밸브, 배기 밸브 등의 작동상태를 양호하게 유지

- (5) 실린더 내의 기밀을 양호한 상태로 유지하고 각 실린더 별 압축압력을 균일하게 유지
- (6) 흡기 압력의 확보를 위해 보조 장치가 있을 경우 지속적 운전 시행
- (7) 흡기 계통, 실린더 및 배기 계통의 오손 여부를 지속적으로 관찰

최근 엔진 제조사의 개발 동향은 전 부하 영역에서 연소의 최적 상태를 획득하기 위해 연료 분사 타이밍 조정 장치를 도입하고 운전 중에 있으며^[6] 저부하 영역에서의 충분한 흡기량을 확보하기 위해 과급기의 노즐 열림 면적의 조절 장치 등을 설치하여 운전 중에 있다.^[7]



2.3 저부하 운전결과에 관한 고찰

Fig. 2.2는 후술할 실험 대상 엔진의 개방 정비 시 흡·배기 밸브 및 실린더 헤드 상태를 나타내고 있다. 대상 기관의 경우 제조사의 권고에 따르면 개방 정비 주기가 12,000시간으로 되어 있으나 장시간 저부하 운전을 지속할 경우 2,000 ~ 3,000 시간 경과 시 다음 그림과 같은 상태가 되었다.



Fig. 2.2 Condition of suction and exhaust valves & enlargement of suction valves

Fig. 2.2의 좌측 그림에서 좌측 2개의 밸브는 흡기 밸브이고 우측 2개의 밸브는 배기밸브이다. 그리고 우측 그림은 흡기 밸브를 확대한 그림이다. 흡기 밸브의 상태와 배기 밸브의 상태를 비교하여 보면 흡기 밸브의 오손상태가 심함을 알 수 있다.

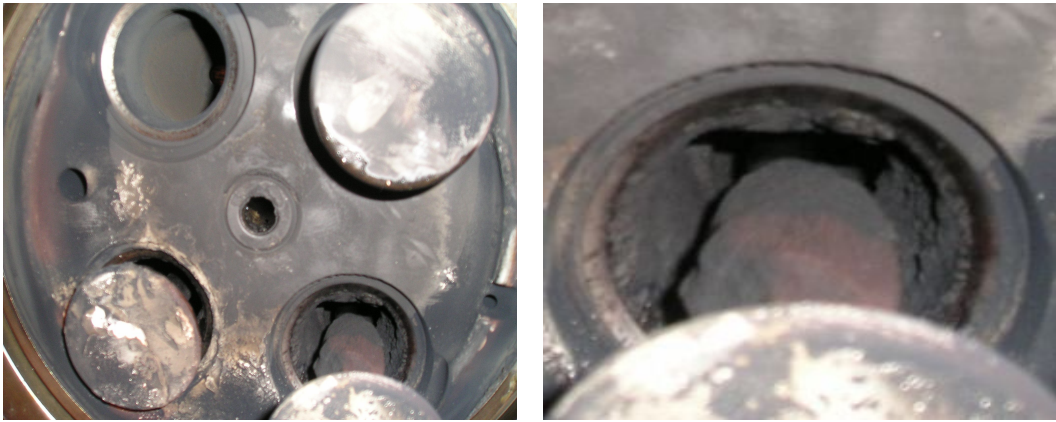


Fig. 2.3 Condition of cylinder cover & enlargement of suction port

Fig. 2.3의 좌측 그림에서 상부 두 개의 포트는 배기 포트이고 하부 두 개의 포트는 흡기 포트이다. 그리고 우측 그림은 흡기 포트를 확대한 그림이다. Fig. 2.2와 동일하게 흡기 포트의 경우 배기 포트에 비하여 오손상태가 심하다.

흡기 밸브 및 흡기 계통에 오손이 심한 원인은 저부하 운전 시 실린더 내 잔류가스가 흡기 계통으로 역류하여 잔류가스 중 연소 되지 않은 윤활유와 카본 등과 함께 흡기 밸브 및 흡기 계통에 누적되어 오손이 발생한다고 판단하였다.

그리고 이러한 오손은 Fig. 2.3에서 알 수 있듯이 급기 관로 면적을 축소 시켜 흡기 공기량이 부족하게 하고 이로 인해 연소 과정 중 불완전 연소 및 후연소가 발생함으로써 성능 저하, 개방 정비 기간 단축 등의 현상이 일어난다고 추론하였다.

3. 연소해석

3.1 열발생율

연소실 내에서 일어나는 연소에 의한 열발생율은 측정된 실린더 내 압력 데이터를 통해 얻어진다. 과급 디젤기관의 연소과정은 연소에 관계하는 인자가 많고 이들 인자들이 서로 복잡한 상관관계를 가지고 있으며 그간 많은 연구에도 불구하고 아직도 불분명한 인자들이 많아 그 연소과정을 정확히 해석하는 것에는 어려움이 있다.

따라서 실린더 내의 연소과정 중 열발생율의 계산은 다음과 같은 가정 하에서 구하였다.

- (1) 연소실 내의 작동유체는 이상기체이다.
- (2) 연소실 내 작동유체는 압력과 온도가 균일한 상태이다.
- (3) 일정한 부하에서 실린더 벽 온도는 기관 운전 조건과 시간에 관계없이 일정하다.

실측한 실린더 내 압력데이터를 이용하여 연소현상을 해석하기 위해 먼저 압력 변동율과 체적 및 체적 변동율을 구한 다음 연소가스 온도, 비열비, 열발생율 등을 계산하였다.

3.1.1 압력 및 압력 변동율

압력 변동율 $\frac{dP}{d\theta}$ 는 이상(異常)연소의 유무를 판단하는 기준이 된다. 착화지연 기간은 연료분사 시기로부터 착화가 시작될 때까지의 기간이며 착화지연 기간이 길어지게 되면 착화전에 형성되는 가연 혼합기의 양이 증가하여 폭발적 연소기간 중 한꺼번에 연소하기 때문에 급격한 압력 상승을 일으켜 디젤녹크(Diesel knock)를 일으키게 된다. 이는 $\frac{dP}{d\theta}$ 가 클수록 착화지연 기간이 길어짐에 따라 발생하기 쉽다.

압력 변동율은 실린더 내의 압력을 크랭크 각 0.5도 간격으로 측정하여 이를 3점으로 스무딩(smoothing) 1회 한 후, 식(3.1) Stirling의 보간공식으로 구하였다.^[8]

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{12}P_{i-2} + 8(P_{i+1} - P_{i-1}) - P_{i+2} \quad (3.1)$$

P_i : 크랭크 각도별 압력 ($i = 1 \sim 1440$)

3.1.2 체적 및 체적 변동율

피스톤 왕복 운동에 따라 변하는 연소실 체적은 다음 식(3.2)와 같이 크랭크 각도 대한 함수로 나타 낼 수 있다.

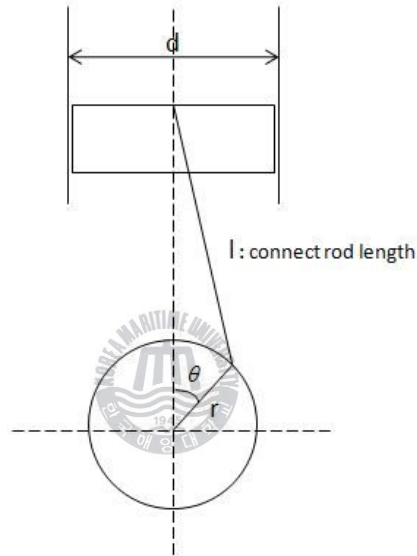


Fig. 3.1 Piston movement

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi \times d^2}{4} \times r \times \left\{ (1 - \cos \theta) + \lambda \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \right) \right\} \quad (3.2)$$

V_c : 피스톤 상사점(TDC)에 위치할 때 연소실 체적

d : Cylinder bore

r : Crank arm radius

λ : $\frac{l}{r}$

피스톤이 상사점(TDC)에 위치할 때 연소실 체적 V_c 는 행정체적 V_h 와 압축비 ϵ 과의 관계식으로 정의되고 식은 다음과 같다.

$$V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1} \quad (3.3)$$

위 (3.2)식을 크랭크 각도에 따라 미분하면 체적 변동율을 구할 수 있고 그 식은 다음과 같다.

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi d^2}{4} \times r \times \sin\theta \times \left(1 + \frac{\cos\theta}{\lambda \sqrt{1 - \frac{\sin^2\theta}{\lambda^2}}} \right) \quad (3.4)$$

3.1.3 연소가스 온도

연소가스 온도는 연소실 내의 작동유체가 압력과 온도가 균일한 상태이며, 이상기체라 가정하였으므로 아래의 식(3.5)과 같이 이상기체 상태 방정식으로부터 구할 수 있다.



$$PV = GRT$$

$$T = \frac{PV}{GR} \quad (3.5)$$

본 연구에서 가스 중량 G 는 측정하지 않았으므로 실험 엔진의 체적효율을 80%로 가정하여^[9] 이에 해당하는 가스 중량의 값을 계산에 이용하였다.

$$G = \frac{P_i V_h}{T_i R} \times 0.8 \quad (3.6)$$

P_i : 초기 압력

T_i : 초기 온도

R : 가스 정수, 2927 [kgf·cm/(kgf·K)]

3.1.4 비열비 계산

정압비열과 정적비열의 비로 정의되는 비열비 κ 는 식(3.5)를 통해 구한 온도를 이용하여 아래의 식으로 구하였다.

$$\kappa = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + \frac{C_3}{air} \quad (3.7)$$

$$C_0 = 1.4373$$

$$C_1 = -1.318 \times 10^{-4}$$

$$C_2 = 3.12 \times 10^{-8}$$

$$C_3 = -4.8 \times 10^{-2}$$

여기서 *air*는 공기과잉율이며, 실제 공급한 공기량은 27℃, 부하별 과급압력 하에 체적효율 80%로 가정하여 구하였으며, 이론적 공기량은 디젤유의 이론적 공기량인 14.5kgf를 사용하였다.

3.1.5 열발생율 계산

연료에 의해 실린더 내로 공급되는 에너지 중 일부분은 필요한 동력인 기계적인 일로 변환되고 일부분은 배기가스의 형태로 과급기를 거쳐 흡입공기를 공급함으로써 환원된다. 또한 일부 에너지는 실린더 벽외로 열전달 됨으로써 빠져나가게 된다. 이를 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{dQ_t}{d\theta} = \frac{dQ_h}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (3.8)$$

$$\frac{dQ_t}{d\theta} : \text{연료의 연소에 의해 발생하는 총 열발생율}$$

$$\frac{dQ_h}{d\theta} : \text{총 열발생율에서 열손실율을 감한 열발생율}$$

$$\frac{dQ_w}{d\theta} : \text{실린더 벽으로 손실되는 열손실율}$$

상기 식 중 총 열발생율에서 열손실율을 감한 열발생율 $\frac{dQ_h}{d\theta}$ 는 내부에너지와 기계적인 일로 표현되며 식은 다음과 같다.

$$\frac{dQ_h}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + A \frac{dW}{d\theta} \quad (3.9)$$

내부에너지 U 가 실린더 내 가스온도만의 함수라고 가정하고 정적비열 C_v 는 $C_v = \frac{AR}{(\kappa-1)}$ 이므로 아래와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \frac{dU}{d\theta} &= GC_v \frac{dT}{d\theta} \\ \frac{dU}{d\theta} &= G \frac{AR}{(\kappa-1)} \frac{dT}{d\theta} \end{aligned} \quad (3.10)$$

기계적인 일 W 는 체적변화와 실린더 내 압력으로 표현된다.

$$\frac{dW}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.11)$$

식 (3.10)과 (3.11)을 식 (3.9)에 대입하면 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{dQ_h}{d\theta} = \frac{A}{(\kappa-1)} GR \frac{dT}{d\theta} + AP \frac{dV}{d\theta} \quad (3.12)$$

위 식(3.12)를 크랭크 각도 변화에 대한 압력 변동율 $\frac{dP}{d\theta}$ 와 체적 변동율 $\frac{dV}{d\theta}$ 에 관한 식으로 정리하기 위해 이상기체 방정식 $PV = GRT$ 를 크랭크 각도 당으로 미분하면 아래의 식이 구하여 진다.

$$P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} = GR \frac{dT}{d\theta} \quad (3.13)$$

식 (3.13)을 식 (3.12)에 대입하고 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{dQ_h}{d\theta} = \frac{A}{\kappa - 1} \left(V \frac{dP}{d\theta} + \kappa P \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (3.14)$$



3.2 열손실율

엔진에서 통상 연료의 연소에 의해 발생하는 총에너지의 상당량이 열전달에 의해 손실된다. 열손실은 과거 30% 이상이었으나^[10] 과학 기술의 발달로 현재는 10~15%에 달하는 것으로 보고되고 있다. 열전달의 형태는 전도(conduction), 대류(convection), 그리고 복사(radiation)의 형태로 나타난다.

열전달을 통해 손실되는 열손실을 계산 방법은 다음의 식으로 표현된다.

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = \alpha \sum_{i=1}^3 \{F_i(T - T_{wi})\}_i \quad (3.15)$$

- α : 열전달계수
- F_i : 연소실을 구성하는 면적 성분($i=1,2,3$)
- T : 연소실 가스 온도
- T_{wi} : 연소실을 구성하고 있는 면적 성분의 온도($i=1,2,3$)

내연기관의 열전달은 현상이 복잡하고 영향을 주는 인자가 많으므로 정확히 표현하기가 매우 난해하다. 그래서 많은 학자들이 열전달 현상에 대해 연구를 거듭하였으며 상기 식 (3.15)에서 열전달계수 α 에 관하여 많은 식들이 발표되었다.

발표된 실험식 중 주로 사용되는 식은 Nusselt, Elchelberg, Pflaum, Sitkei, Annand, Woschni의 실험식 등이 있다. 각각의 실험식들은 실린더 내 가스 압력 P , 가스 온도 T , 및 평균 피스톤 속도 C_m 을 변수로 두고 그 외 중요도가 낮은 인자의 경우 정수로 표현하였다.

Nusselt는 구형бом베를 물에 담그어 고온가스의 냉각경계부 열량을 측정하는 방법으로 열전달계수를 구하였다.^[11] 그리고 연소 반응물로부터 전달되는 복사 열전달 이론을 고려하고 4행정 가솔린 기관으로부터의 실험 결과에 따른 피스톤 속도를 수정하여 다음 식을 발표하였다.

$$\alpha = 0.99(P^2 T)^{1/3} (1 + 1.24 C_m) + 0.362 \times 10^{-8} \frac{T^4 - T_g^4}{T - T_g} \quad (3.16)$$

Eichelberg는 2행정 디젤기관을 이용하여 피스톤, 실린더 및 실린더 헤드의 각 온도를 측정하고 온도 변화로부터 열량을 구해 아래의 식 (3.17)를 제안하였다.^[12]

$$\alpha = 2.1(PT)^{1/2}C_m^{1/3} \quad (3.17)$$

Pflaum은 식 (3.17)의 Eichelberg 실험식에 보완을 위해 고과급 디젤기관을 이용하여 실험을 하고 그 결과로써 다음의 식을 제안하였다.^[13]

$$\alpha = K_{D,K,B}(PT)^{1/2}C_m \quad (3.18)$$

$K_{D,K} = 1.10 + 0.366 \frac{P_e - P_o}{P_o}$: 실린더 헤드, 피스톤에 대한 정수

$K_B = 0.36 + 0.12 \frac{P_e - P_o}{P_o}$: 실린더에 대한 정수

P_e : 과급 압력

P_o : 대기압

1962년 Sitkei는 디젤기관에 대하여 다음 식을 제안하였다.^[14]

$$\alpha = 0.04(1+e) \frac{P^{0.7} C_m^{0.7}}{T^{0.2} d_e^{0.3}} + \sum \epsilon_c \sigma_s \frac{T^4 - T_g^4}{T - T_g} \quad (3.19)$$

$$d_e = \frac{4V}{F} = \frac{2dx}{d+2x}$$

상기 식에서 V 는 실린더 용적, F 는 연소실 전열면적, x 는 피스톤 상부로부터 실린더 헤드까지의 높이이며 d 는 실린더 내경을 나타낸다. 식 (3.19)의 상수 e 는 연소실 형상에 따라 서로 다른 값을 가진다. 그리고 우변 제2항은 복사와 관련된 것이다.

Annand는 기존에 발표된 실험식을 상세히 검토하여 1963년에 다음 식을 발표하였다.^[15]

$$\alpha = 0.49 \frac{\delta}{d} Re^{0.7} + 0.91 \times 10^{-8} \frac{T^4 - T_g^4}{T - T_g} \quad (3.20)$$

δ : 열전도율
 d : 실린더 지름
 Re : Reynolds 수

Woschni는 연소에 의한 영향을 고려하여 1967년 다음 식을 제안하였다.^[16]

$$\alpha = 110 d^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} \left\{ C_{w1} C_m + C_{w2} \frac{V T_2}{P_2 V_2} (P - P_m) \right\}^{0.8} \quad (3.21)$$

상기 식에서 정수 값인 C_w 는 흡기, 배기 과정에서는 $C_{w1}=6.18$, $C_{w2}=0$ 이고 압축, 팽창 과정에서는 $C_{w1}=2.28$, $C_{w2}=3.24 \times 10^{-3}$ 이다. 그리고 P_m 은 연소 없이 일어나는 압력(모터링 압력)을 나타내며 P , T , V 의 아래첨자 2는 연소 직전의 시기를 나타낸다.

지금까지 설명한 열전달계수에 대한 각각의 실험식 중 대상 기관이 선박용 발전기의 원동기임을 고려하여 볼 때 Nusselt의 식은 열손실 형태가 다르며 Sitkei 식은 다른 식에 의한 계산값과 비교해 볼 때 큰 차이를 보이며^[17] Woschni 식은 연소 없이 일어나는 압력을 고려해야 함으로 계산상 어려움이 있다. Eichelberg, Pflaum, Annand식 중 복사항과 분리하여 계산하는 Annand의 식이 가장 효과적일 것으로 판단된다.

Annand의 실험식에서 복사에 의한 열손실이 전도에 의한 열손실의 10% 미만이며,^[18] 다른 열손실에 비해 매우 적음을 고려하여^[19] 복사에 의한 열손실은 고려하지 않았다. 식 (3.22)는 관련 식을 나타낸다.

$$\alpha = 0.49 \frac{\delta}{d} Re^{0.7} \quad (3.22)$$

- α : Annand의 열전달계수
- δ : 열전도율
- d : 실린더 지름
- Re : Reynolds 수
- F_i : 연소실을 구성하는 면적 성분($i=1,2,3$)
- T_{wi} : 연소실을 구성하고 있는 면적 성분의 온도($i=1,2,3$)

열전도율 δ 와 Reynolds 수 Re 는 다음 식으로 정의된다.

$$\delta = (9\kappa - 5) \frac{R\mu}{4(\kappa - 1)} \quad (3.23)$$

$$Re = \frac{SdN}{30\nu} = \frac{SdN\rho}{30\mu} \quad (3.24)$$



- S : Stroke
- N : 분당 회전수
- μ : 점성계수
- ρ : 가스밀도

위 식 (3.23)와 (3.24)에서 점성계수 μ 는 다음 식을 통해 계산하였다.

$$\mu = \mu_{os} \frac{T_0 + C_5}{T + C_5} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (3.25)$$

- μ_{os} : 1.71×10^{-7} [kg/(cm · sec)], 기준상태(273[K], 절대압력 1.0332[kgf/cm²])^[20]
- T_0 : 273[K]
- C_5 : 120

가스밀도 ρ 는 이상 기체 방정식으로부터 아래와 같이 계산하였다.

$$PV = GRT$$

$$PV = mgRT$$

$$\frac{P}{gRT} = \frac{m}{V}$$

$$\rho = \frac{P}{gRT} \quad (3.26)$$

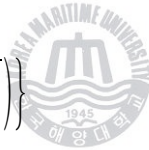
식 (3.15)에서 연소실을 구성하는 면적 성분 F_i ($i=1,2,3$)는 다음과 같다.

$$F_1 = \frac{\pi}{4} D^2 : \text{실린더 헤드}$$

$$F_2 = \frac{\pi}{4} D^2 : \text{피스톤 크라운}$$

$$F_3 = \pi D(x_0 + x_1) : \text{실린더 라이너} \quad (3.27)$$

$$x_1 = r \left\{ (1 - \cos \theta) + \lambda \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \right) \right\}$$



x_0 : 피스톤 상사점에서의 실린더 헤드와의 간극

x_1 : 크랭크 각도별 피스톤과 실린더 헤드와의 간극

r : 크랭크 반경

λ : Connecting rod/크랭크 반경

3.1에 3)의 가정에 따라 부하별 연소실을 구성하는 면적성분의 온도는 다음과 같이 가정하였다.

Table 3.1 Wall temperature of combustion chamber according to load variation

unit : K

Load [%]	0%	25%	50%	75%
Combustion chamber				
T_{w1} (Cylinder head)	600	600	650	700
T_{w2} (Piston crown)	600	600	650	700
T_{w3} (Cylinder liner)	450	450	450	450



4. 실험방법 및 결과고찰

4.1 실험 대상 엔진 및 실험 방법

Table 4.1, 4.2는 실험 대상 엔진과 발전기의 명세를 나타내고 있다.

Table 4.1 Specification of test Engine

Item	Specification
Engine type	4-stroke, trunk type, supercharged by turbo-charger
Number of cylinder	5
Cylinder arrangement	In-line
Cylinder bore	225[mm]
Piston stroke	300[mm]
Max. continuous output	725 BHP at 720rpm
Fire order	1-2-4-5-3
Running time after latest overhaul	abt. 1,400hrs

Table 4.2 Specification of test generator

Item	Specification
Type	3 phase synchronous generator
Pole	10
Continuous power	600 [kVA], 480 [kW]
Voltage	450 [V]
Current	770 [A]
Frequency	60 [Hz]
RPM	720 [rpm]

실린더 내 잔류가스가 흡기 계통으로 역류함을 규명하기 위해 1 사이클 동안에 흡기, 배기, 실린더 내 압력 변화를 다음의 실험 장치를 통해 데이터 수집 하였다.

Fig. 4.1은 실험장치의 개략도이다.

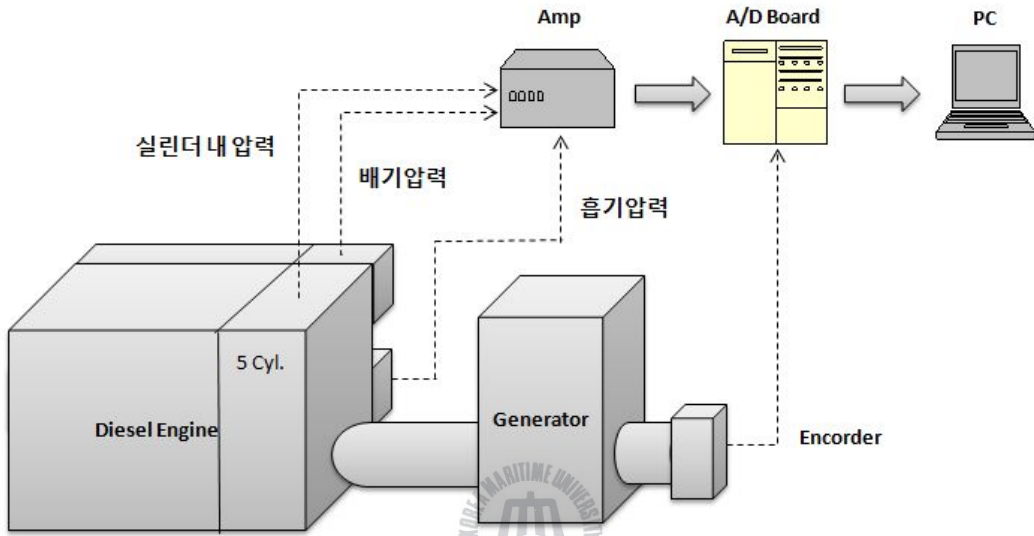


Fig. 4.1 Schematic diagram of experimental apparatus

흡기 압력 센서는 대상기관의 매니폴더 끝단에 위치한 드레인 라인을 통해 설치하고 배기 압력 센서의 경우 5번 실린더 배기포트 후단에 설치하였으며, 실린더 내 압력 센서는 5번 실린더 테스트 콕에 설치하였다.

크랭크 각도 신호는 발전기 끝단에 설치한 엔코더를 통해 수집하였으며 1 사이클 동안에 흡기, 배기, 실린더 내 압력을 각각 크랭크 각 0.5° 간격으로 동시에 수집하였다.

각각의 센서를 통해 수집된 압력 데이터는 증폭기 및 A/D 변환기를 거쳐 PC에 저장하였다. 각 압력 중 실린더 내 압력의 경우 실험을 진행함에 따라 센서가 가열되어 값이 drift되는 현상이 발생하였다. 그래서 보정 시 흡기 밸브가 닫히는 각도를 기준으로 전 구간 실린더 내 압력을 평행 이동하여 이를 보정하였다.

4.2 실험 결과 고찰

4.2.1 흡기, 배기, 실린더 내 압력 변화

Fig. 4.2는 75% 부하에서(360kW) 1사이클 기간 동안의 흡기, 배기, 실린더 내 압력 변화와 흡·배기 밸브의 개도 시기를 나타내고 있다.

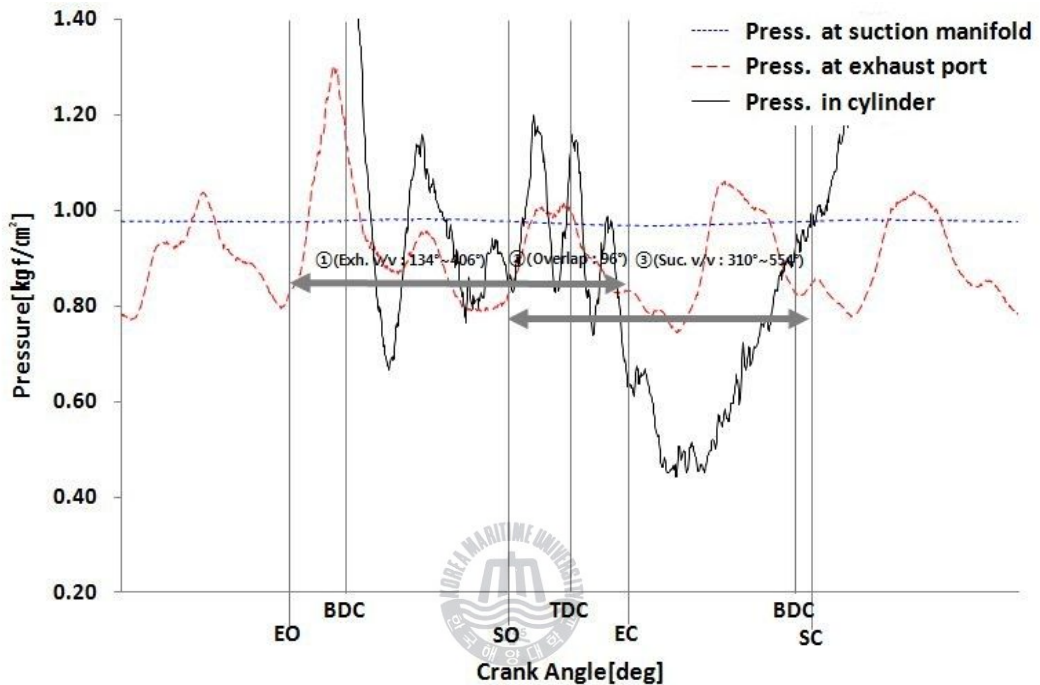


Fig. 4.2 Pressure variation during 1 cycle at 360kW

하사점 전 배기밸브가 열림으로써 실린더 내 압력은 급속히 저하하고 배기관 내 압력은 배기분출로 인하여 상승한다. 이후 실린더 내 압력은 배기관 내의 압력에 영향을 받기 때문에 배기밸브가 닫히기 전까지 배기관 내 압력과 실린더 내 압력의 변화는 유사한 경향을 보인다. 그리고 배기 매니폴드에는 각 실린더로부터 분출된 배기 압력의 맥동파가 존재하기 때문에 1 사이클 동안 다섯 번의 압력 맥동이 나타나고 있다. 특히 밸브 오버랩 기간 중 배기관 내 압력과 실린더 내 압력은 급기 압력보다 높은 구간이 있는 것으로 나타났다. 급기 압력의 경우 배기관 내 압력의 맥동 폭에 비하여 매우 작기 때문에 정확히 나타나 있지 않으나 각 기통의 흡기 밸브 열림에 따라 다섯 번의 맥동파형을 확인 할 수 있었다.

Fig. 4.3은 흡, 배기밸브의 개폐 기간 동안의 부하별 흡기, 배기, 실린더 내 압력 변화를 나타내고 있다.

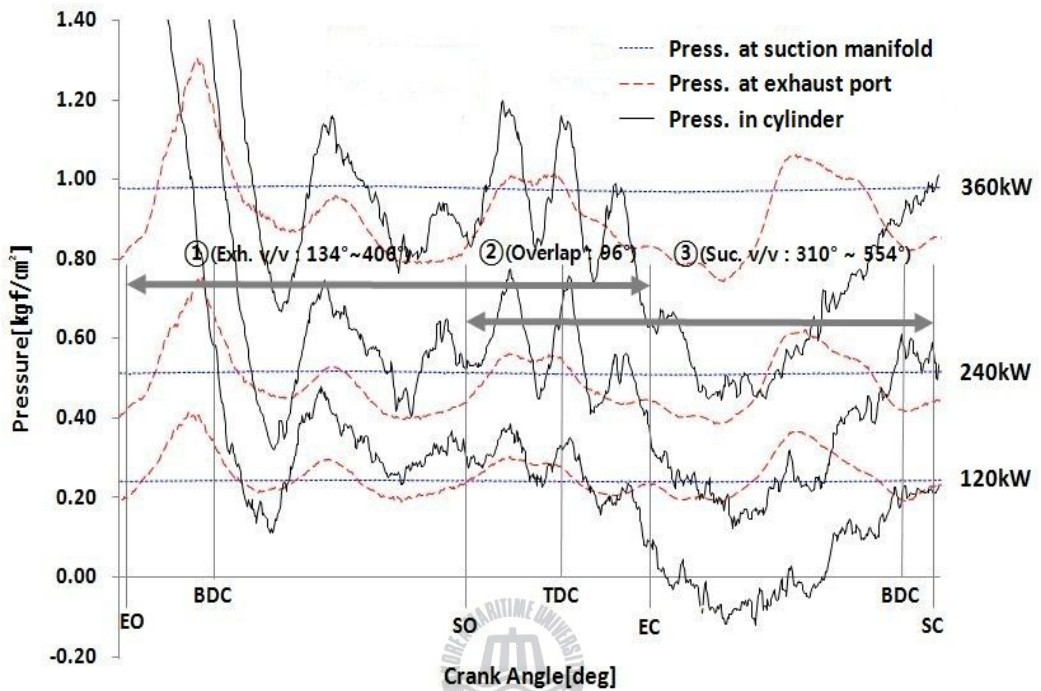


Fig. 4.3 Pressure variation according to load

흡기밸브의 열림 기간은 크랭크 각도 $310 \sim 554^\circ$ 이고, 배기밸브의 경우 $134 \sim 406^\circ$ 이며, 밸브 오버랩기간은 96° 이다.

부하별 각각의 압력은 유사한 경향을 나타내었으며 밸브 오버랩 기간 중 실린더 내 압력은 부하가 높을수록 흡기 및 배기압력과의 차가 증가하는 경향을 보이고 이와 동시에 흡기 압력은 배기 압력과의 차이가 감소하는 경향을 나타내었다.

Fig. 4.3에서 실린더 내 압력이 흡기계통으로의 역류가 가능한 구간인 밸브 오버랩 기간을 확대해서 보면 다음과 같다.

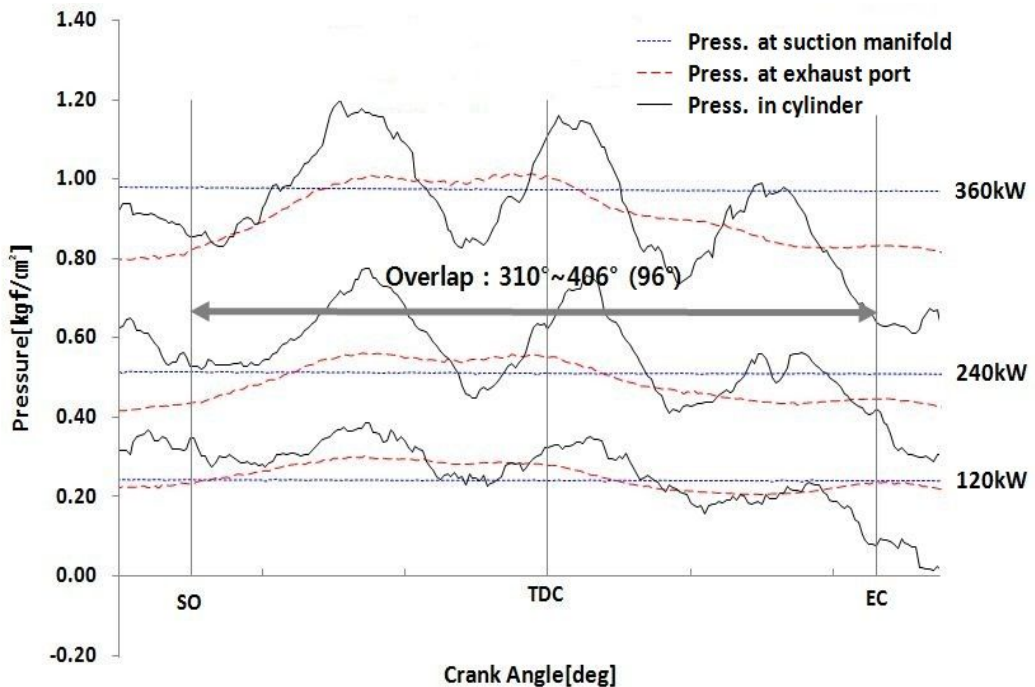


Fig. 4.4 Pressure variation according to load during valve overlap

Fig. 4.4에서 실린더 내 압력이 흡기 압력보다 높은 구간을 주목해 보자. 저부하인 120kW의 경우 고부하인 360kW의 경우와 비교하여 보면 그 기간이 더 길다는 것을 알 수 있다. 이는 저부하에서 실린더 내 잔류가스가 흡기 계통으로 역류하는 기간이 길다는 것을 의미한다.

이상의 검토 결과 저부하 상태로 장시간 운전을 시행하면 흡기계통으로의 역류에 의하여 흡기계통이 오손 될 수 있음을 알았다. 특히 대상 엔진의 경우 과급기관이며 특성상 무과급기관에 비해 오버랩기간이 길고 부가하여 5기통 기관이기 때문에 이 기간에 발생하는 압력 맥동에 의하여 역류가 발생하는 것으로 판단된다.

4.2.2 부하별 열발생율의 변화

Fig. 4.5는 전형적인 열발생율 곡선을 나타내고 있다.

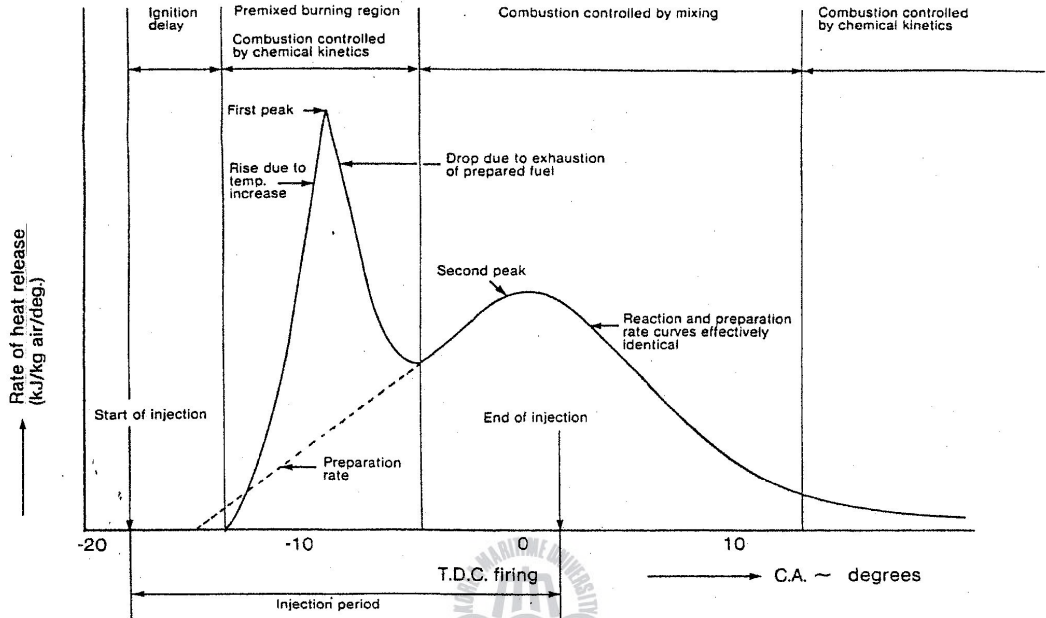


Fig. 4.5 Typical ROHR curve^[25]

연료분사 후 일정기간 동안에 착화지연 기간을 거쳐 예혼합연소가 진행된다. 예혼합 연소 진행 시 첫 번째 열발생율 피크점이 나타나고 완만한 하강 후 확산 연소 과정이 진행되며 확산 연소 과정 중 두 번째 열발생율 피크점이 나타난다. 그 후 점차적으로 하강하는 곡선을 그린다.

Fig. 4.6은 대상 기관에 실험을 통해 수집된 실린더 내 압력 데이터를 이용하여 전산프로그램으로 계산된 열발생을 그래프이다.

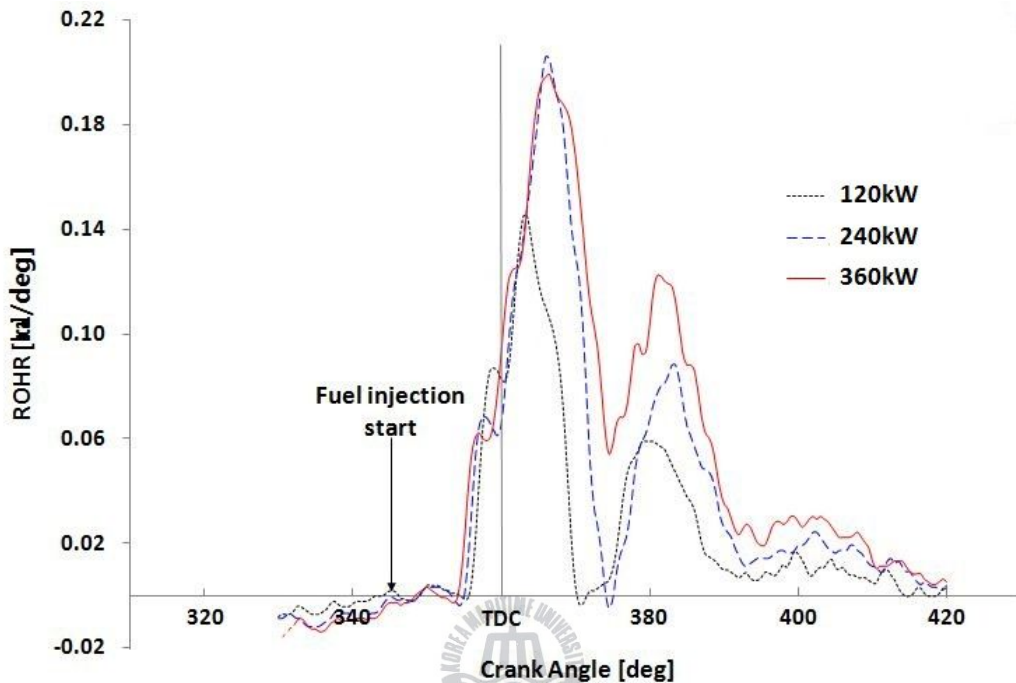


Fig. 4.6 Variations of ROHR according to loads

Fig. 4.6에서의 TDC는 폭발과정에서의 피스톤의 상사점을 가리킨다. TDC 15° 전 연료 분사를 시작으로 약 10° 간에 착화 지연 기간을 거쳐 TDC 약 5° 전 연소가 시작된다. 그리고 TDC 직전 급격한 열발생율을 보이고 열발생을 피크점을 지난 뒤 급격한 하강을 보인 후 재상승하는 것으로 나타났다.

또한 부하에 관계없이 전부, 후부 두 번의 피크점을 나타내고 있으며 부하 증가에 따라 전부의 피크점 이후 급격한 하강 시 하강 폭이 감소하며 후부의 피크점은 증가하는 경향을 나타내었다. Fig. 4.6과 Fig. 4.5를 비교하여 볼 때 열발생을 첫 번째 피크점 이후에 급격한 하강과정이 나타남을 알 수 있었다.

이는 Table 4.1에서 언급한 바와 같이 대상기관이 최종 개방 정비 후 저부하 운전 상태로 약 1,400여 시간이 경과하였음을 고려하여 볼 때 Fig. 2.2와 Fig. 2.3에서와 같이 흡기 계통의 오손이 일정한 수준으로 진행 되어 흡입 공기량이 부족한 상태가 초래된다고 판단된다. 이로 인하여 Fig. 4.5에서 보이는 전형적인 열발생율의 패턴과는

다르게 나타나고 있다고 사료된다.

고부하 영역인 360kW의 경우 부하증가에 따라 급기압력이 높아짐으로써 흡입 공기량이 개선되어 **Fig. 4.5**의 전형적인 열발생을 곡선과 비교적 유사한 형태를 나타내고 있다.

이상의 검토 결과로부터 저부하 상태로 장기간 운전하면 흡입계통에 오손을 유발하고 연소상태가 악화되어 성능 열화가 조장되는 메카니즘이 분명하게 파악 되었다고 사료된다.



4.3 저부하 운전 성능의 개선 효과

앞서 언급한 실험 결과에 의해 실린더 내 잔류가스가 흡기계통으로 역류함을 인지하였다. 실린더 내 잔류가스가 흡기계통으로 역류함을 억제하기 위해 다음과 같은 방법을 통하여 실린더 내 잔류가스의 역류 억제 및 연소상태의 개선여부를 고찰하였다.

4.3.1 보조공기 공급 유무에 따른 개선 효과

과급기 블로워 입구측에 설치된 배관을 통해 일정량의 압축 공기를 공급하여 급기 압력을 높이고 흡입 공기량을 증가하여 실린더 내 잔류가스의 역류 억제 및 연소상태의 개선여부를 알아보았다.

Fig. 4.7은 저부하 시 보조공기 유무에 따른 흡기, 배기 실린더 내 압력 변화를 나타내고 있다.

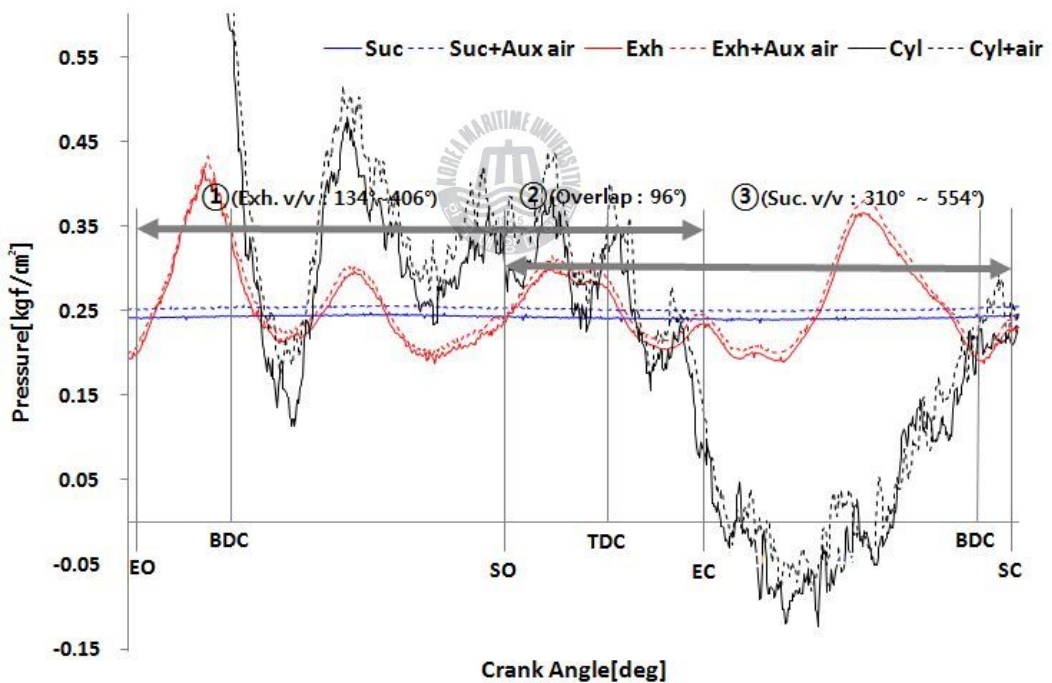


Fig. 4.7 Pressure variation according to supply of auxiliary air at 120kW

보조 공기를 공급함으로써 흡입 밸브 열림 기간 중 흡입 압력을 실린더 내 압력보다 상승시켜 잔류가스의 흡기 계통으로의 역류 억제를 꾀하였으나, 실제 과급기 블로워

입구 측에 보조 공기를 공급해 본 결과 Fig. 4.7에서와 같이 흡기, 배기, 실린더 내 압력이 동시에 상승하는 현상이 나타났다. 그리고 전 구간 각각의 압력이 동시에 상승하여 역류 억제에 큰 영향을 주지 못하였다.

Fig. 4.8은 보조공기 유무에 따른 밸브 오버랩 기간에 흡기, 배기 실린더 내 변화를 밸브 오버랩 기간에 주목하여 보여 주고 있다.

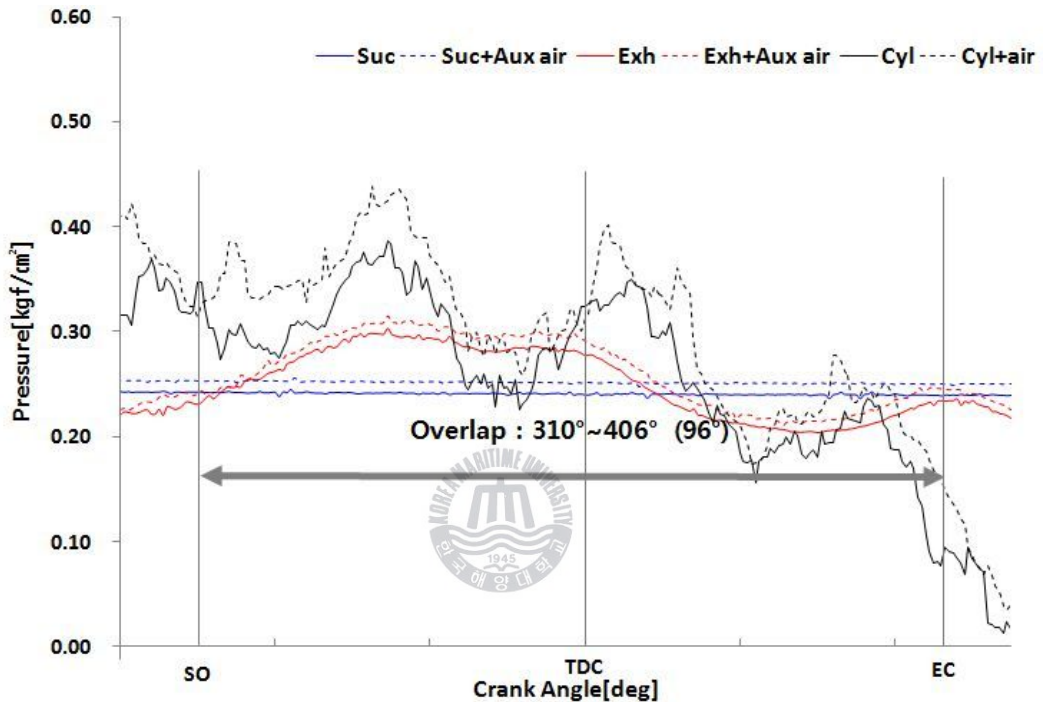


Fig. 4.8 Pressure variation according to supply of auxiliary air at 120kW
(enlargement)

보조 공기 유무에 따른 열발생을 곡선은 다음 Fig. 4.9와 같다.

실제 보조 공기의 공급을 통해 상승한 급기 압력은 1사이클 동안 평균 약 0.01 [kgf/cm²] 수준이었다. 그리고 보조 공기 유무에 따른 열발생율 곡선 역시 큰 변화는 없었다. 그러나 본 실험에서는 보조 공기 공급 시 공급량의 적정성에 대한 부분은 고려하지 않았기 때문에 차후 실험을 통해 보조 공기 공급량의 적정성에 대한 연구가 필요하고 생각되며 보조 공기의 공급이 충분한 상태에서 상기와 동일한 방법의 실험을 진행한 후에 보조공기 공급의 유효성에 대한 판단이 필요하다 사료된다.

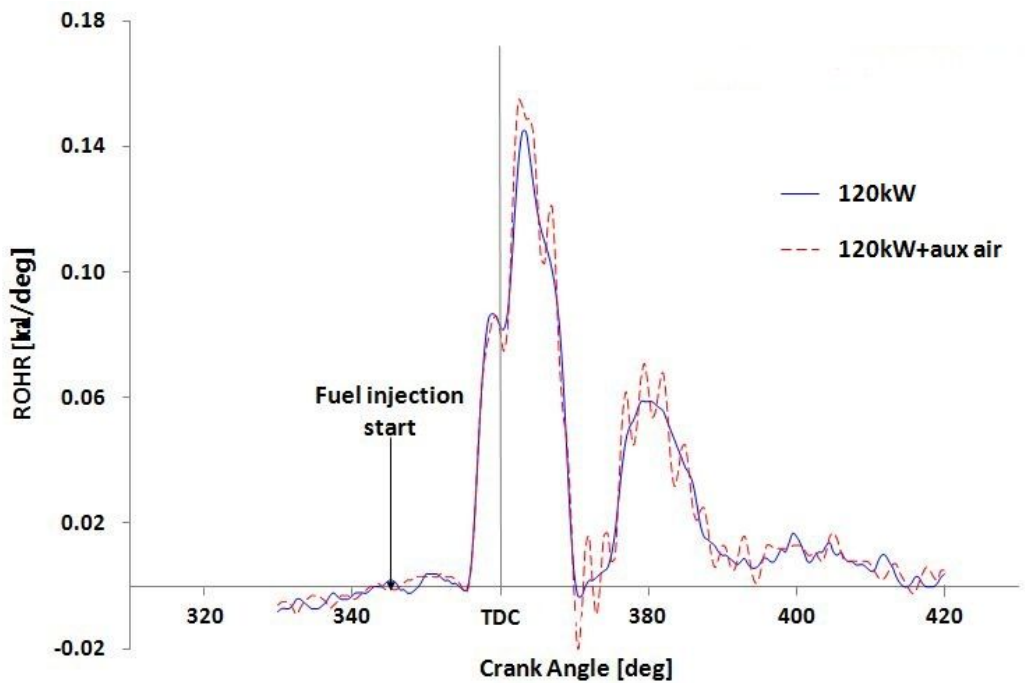


Fig. 4.9 ROHR according to supply of auxiliary air at 120kW

4.3.2 개방 정비 전, 후에 따른 결과 비교

실험 대상 기관의 개방 점검을 통해 운전 시간 약 1,400 시간 경과 시 흡기, 배기 밸브 및 각 포트 상태를 확인하여 보았다. 각각의 상태는 다음과 같다.



Fig. 4.10 Condition of suction and exhaust valves at inspection

Fig. 4.10에서 좌측은 그림은 흡기 밸브의 상태를 나타내고 우측은 배기 밸브의 상태를 보여주고 있다. 예상한 바와 같이 저부하 상태로 약 1,400 시간 운전 시 흡기 밸브의 오손이 상당히 진행된 상태였다. 흡기 밸브와 비교하여 배기 밸브의 경우 오손상태가 심하지 않음을 알 수 있다.



Fig. 4.11 Condition of suction and exhaust ports at inspection

Fig. 4.11은 개방 점검 시 흡기, 배기 포트를 나타내고 있다. 좌측이 흡기 포트이며 우측이 배기 포트이다. 흡기 포트는 오손이 상당히 진행되어 흡기 압력이 낮은 저부하운전을 할 경우 급기 관로의 축소로 인해 급기량이 상당히 감소하게 되었음을 알 수 있다.

대상 기관의 개방 정비를 통해 개방 정비 전, 후의 결과를 비교하여 보았다.

Fig. 4.12는 개방 정비 전, 후 PV 선도를 나타내고 있다. 개방 정비 전과 비교하여 기관이 출력이 다소 향상 되었음을 알 수 있다. 특히 개방 전과 비교하여 최고 폭발 압력의 경우 약 3 [kgf/cm²] 가량 상승 하였다.

Fig. 4.13은 개방 정비 전, 후에 따른 열발생율 곡선을 나타내고 있다.

개방 정비 전, 후의 열발생율 계산 결과를 비교하여 보면 착화 지연기간이 미소하게 길어졌으며 열발생율의 면적 즉 발생하는 에너지가 다소 증가하였다.

하지만 개방 정비 전의 열발생율 곡선에서와 같이 첫 번째 열발생율 피크점 이후 급격한 하강현상은 개방 정비 후 실험에서도 재차 나타났다. 그리고 그 하강폭 역시 개방 정비 전과 비교하여 더 컸으며 두 번째 피크점의 상승폭도 증가하는 현상을 보였다.

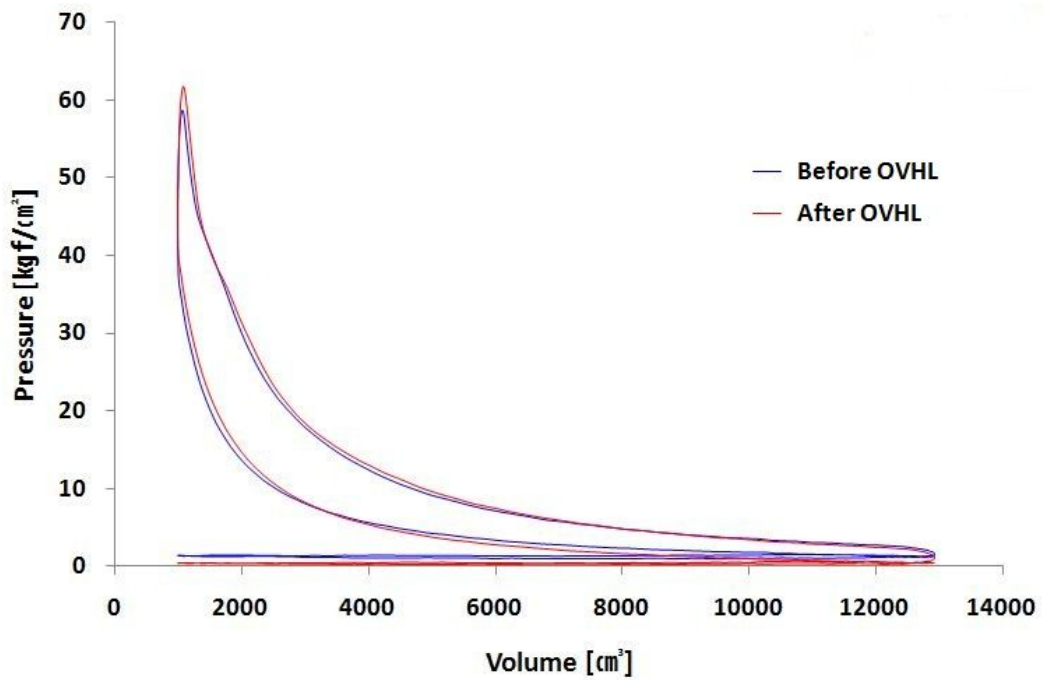


Fig. 4.12 Comparison of PV diagram by overhaul at 120kW

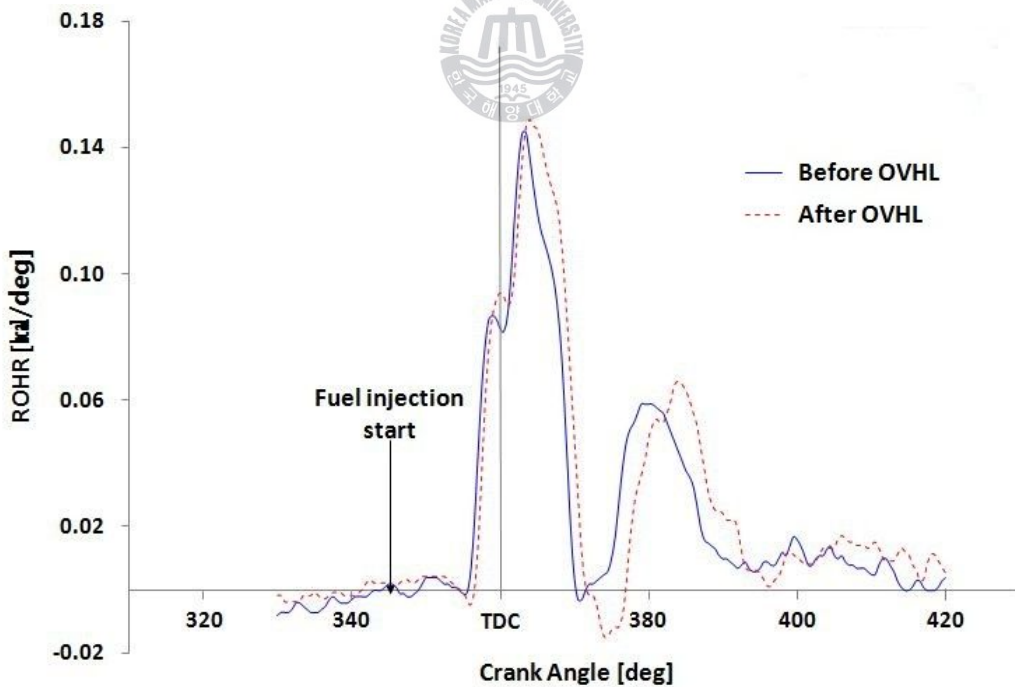


Fig. 4.13 Comparison of ROHR by overhaul at 120kW

개방 정비 후 열발생율 곡선이 전형적인 열발생율과 유사한 형태가 될 것으로 기대하였으나 실제 결과는 그렇지 못하였으며 연소 진행 패턴에 큰 변화는 없었다고 판단된다. 차후 첫 번째 열발생율 피크점 이후 급격한 하강의 원인을 분명하게 하기 위해 지속적인 연구가 필요하다고 생각된다.



4.4 저부하 운전 성능 개선을 위한 기관 설계

이상의 고찰 결과로부터 성능악화는 흡기계통의 오손에 의한 공기량 부족으로 인해 발생하며 그 오손은 실린더 내 잔류가스가 흡기계통으로 역류하는 것이 주원인으로 판단된다. 따라서 잔류가스의 역류 억제를 위한 방안을 다음과 같이 분류하고 분류에 따라 해결 가능 방법을 제안하고자 한다.

(1) 기관의 변경을 필요로 하지 않는 방안

- 밸브 오버랩 기간의 변경
- 밸브 개폐 시기의 변경

(2) 설계 시 고려해야 할 방안

- 실린더 수의 변경
- 배기 매니폴드의 변경
- 과급기의 매칭개선
- 보조공기 사용

(1)의 기관의 변경을 필요로 하지 않는 방안의 경우 잔류가스가 흡기계통으로의 역류를 할 수 있는 구간에 시간을 감소하기 위한 방안이다. 도면 검토 결과 흡기, 배기 밸브 구동부의 타펫 간격을 1mm 변경 시 밸브 열림 구간이 약 5° 정도 변경됨을 확인하였다.

(2)의 설계 시 고려해야 할 방안 중 실린더 수의 변경 및 배기 매니폴드의 변경에 의한 방법은 배기 맥동파의 위상 변화를 통한 역류 억제를 달성하기 위한 방안이다. 그리고 과급기의 매칭 개선 및 보조공기 사용은 저부하시 급기량 증대에 목적이 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 선박 발전기용 디젤기관의 장시간 저부하 운전 시 발생하는 실제적인 문제를 고찰하여 그 원인을 분명히 하였고, 계측된 실린더 내 압력으로부터 열발생을 곡선을 구하여 실린더 내 연소상태에 관하여 분석, 고찰하였다.

이상의 검토 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 저부하 운전 시 흡기밸브와 배기밸브 오버랩 기간 중 실린더 내 잔류가스가 흡기 계통으로 역류하여 미연소 윤활유 및 카본 등과 함께 흡기밸브와 흡기 계통에 누적되어 심한 오손을 일으킴을 알게 되었다.
- (2) 배기 압력 및 실린더 내 압력은 대상 엔진이 5기통 기관이기 때문에 다섯 번의 압력 맥동이 나타났으며 압력 맥동은 밸브 오버랩 기간 중 급기 압력 보다 높아지는 구간이 있어 실린더 내 잔류가스가 흡기 계통으로 역류하는 것으로 판단된다.
- (3) 흡기밸브 및 흡기 계통의 오손은 흡입 공기량의 부족을 초래하여 연소상태가 악화됨을 분명히 하였다.

흡기 계통의 오손이 발생한 상태에서 과급기 블로워 입구 측에 보조 공기 공급을 통해 역류를 방지하고 연소상태가 개선되는 효과를 확인하고자 하였으나 설비의 제한으로 양호한 결과를 얻지 못하였다.

본 논문은 실제 운항하고 있는 선박의 발전기용 디젤 기관의 저부하 운전 시 발생하는 문제점의 원인 규명에 주안점을 두었다. CO₂ 배출량 감소 및 연료소비율 절감을 목적으로 하나의 대안이 되고 있는 기관의 저부하 운전에 대해 현재 운항 중인 선박의 기관 및 차후 설계되는 기관에 발생할 수 있는 문제점에 대한 연구이다. 흡기 계통의 오손 및 타 문제점을 미연에 방지하기 위해 전술한 개선 방향에 따른 실험 및 시뮬레이션을 통해 지속적인 연구가 진행되어야 할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

- [1] 정용일 저, 《자동차와 환경》, <http://www.autoenv.org/>
- [2] 明星四郎, 富田正久, 神田入郎, 鶴岡武 공저, 《甲種機関科 口述試験の突破》, 成山堂書店, p.49 1981.
- [3] MAN Diesel, 「Low Load Operation 10% to 40% Engine load」, Service letter SL09-511/MTS, 2009.
- [4] MAN B&W, 「Auxiliary Engines」, <http://www.swzonline.nl/swz-archieff/S&W%20archieff/MAN%20B&W%20auxiliary%20engines.pdf>
- [5] 전효중, 최재성 저, 《내연기관 강의》, 효성출판사, p.437, 1999.
- [6] MAN B&W, 「ME Engines - the New Generation of Diesel Engines」, Service letter, p.1, 2003.
- [7] MAN Diesel, 「MAN Diesel's First VTA Application Achieves 10,000 Operating Hours」, Press Release, p.1, 2009.
- [8] B. J. Lim, I. K. Lim, E. S. Kim, 「Development and Use of PC Based Combustion Analyzer」, 자동차공학회지, Vol.15, No. 3, 1993.
- [9] Richard Stone 저, 구자예, 노수영, 배충식, 정경석, 황상순 공역, 《Instruction to Internal Combustion Engines Second Edition》, Macmillan Press Ltd. 회중당, pp.36 ~ 38, 2006.

- [10] Richard Stone 저, 구자예, 노수영, 배충식, 정경석, 황상순 공역,
《Instruction to Internal Combustion Engines Second Edition》, Macmillan
Press Ltd. 회중당, p.354, 2006.
- [11] W. Nusselt, 「Der Wärme übergang in der Verbrennungskraftmaschine」,
VDI-Forschungsheft, p.264, 1923.
- [12] G. Eichelberg, 「Some New investigations on old Combustion Engine
Problems」, Engineering, p.149, 1939.
- [13] W. Pflaum, 「Der Wärme übergang bei Dieselmashinen mit und ohne
Aufladung」, MTZ, 22-3.
- [14] G. Sitkei, 「Beitrag zur Theorie des Wärme übergang in Motor」,
Konstrukton, p.14-2, 1962.
- [15] W. J. D. Annand, 「Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal
Combustion Engines」, Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol.177 No.36, p.973, 1963.
- [16] G. Woschni, 「A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat
Transfer Coefficient in Internal Combustion Engine」, SAE Paper 670931,
1967.
- [17] 김성태 저, 「박용 대형 저속 디젤기관의 열손실에 관한 연구」, 한국해양대학교
대학원 석사 논문, p.48, 1999.
- [18] Colin R. Ferguson, 《Internal Combustion Engines applied thermosciences》,
John Wiley & Sons, p.351, 1986.
- [19] 전효중, 최재성 저, 《내연기관 강의》, 효성출판사, p.64, 1999.

- [20] 장기석 저, 《기계유체역학》, 일진사, pp.17 ~ 21, 2007.
- [21] S.D. Haddad, N. Watson, 《Principles and performance in diesel engineering》, Ellis Horwood Limited, p.34, 1984
- [22] 김정국 저, 「발전기용 디젤 엔진의 연소 해석 및 회전 속도 변동 분석」, 한국해양대학교 기관시스템공학과 석사 논문, 2008.
- [23] 이석영 저, 「6기통 압축착화 기관에서 측정된 실린더 압력을 이용한 단일영역 열방출량 계산」, 연세대학교 대학원 기계공학과 석사 논문, 1994.

